

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

**Návrh mechanismu sklápěcích bočních ochran proti vniknutí
chodců a cyklistů**

Design of Tipping Side Protection Mechanism against Entry
of Pedestrians and Bikers

Student:	Martin Hubička
Vedoucí bakalářské práce:	Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2013

Zadání bakalářské práce

Student: **Martin Hubička**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení

Téma: **Návrh mechanismu sklápěcích bočních ochran proti vniknutí chodců a cyklistů**
Design of Tipping Side Protection Mechanism against Entry of Pedestrians and Bikers

Zásady pro vypracování:

Navrhněte co nejlevnější a nejvariabilnější systém bočních ochran proti vniknutí chodců a cyklistů pod nákladní vozidla a přípojná vozidla. Boční ochrany musí splňovat legislativní a pevnostní požadavky dané předpisy EHK/ECE a EU/EEC, využívat technologické možnosti firmy bez nutnosti externích kooperací při výrobě. Systém musí být navržen tak, aby umožňoval na shodné základní držáky montáž pevných nebo sklopných zábran. Zábrany musí být jednoduše aretovatelné ve sklopené i zvednuté poloze, nesmí obsahovat ztratitelné díly nebo díly, které je třeba ukládat do schrány na nářadí. Obsluha zábran je nutná bez použití nářadí. Zábrany musí zcela uvolnit prostor vedle a pod vozidlem pro práci obsluhy a dílce musí být navrženy tak, aby nemohlo dojít ke zranění obsluhy úderem nebo odřením hlavou nebo jinými částmi těla o ostré části a musí omezit možnost zranění obsluhy skřípnutím rukou nebo jiných částí těla mezi součásti systému.

Součástí práce je ověření požadovaných pevnostních vlastností systému výpočtem nebo měřením prototypového vzorku.

Bližší specifikaci nutných technických údajů provede firma PANAV, a.s.

Seznam doporučené odborné literatury:

JERÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1.vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.

SERENSEN, S. V., KOGAJEV, V. P., ŠNEJDEROVIČ, R.M. *Únosnost a pevnostní výpočty strojních součástí*. Praha, SNTL, 1967.

LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

MYNÁŘ, V. A KOL. *Části strojů*. VŠB-TU Ostrava, 1978. 398 s.

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. - autorský zákon, zejména §35 - užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 - školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB - TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o veřejných školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Adresa trvalého pobytu:

Martin Hubička
Mezice 41
783 32, Náklo

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HUBIČKA, M. *Návrh mechanismu sklápěcích bočních ochran proti vniknutí chodců a cyklistů*. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2013, 35 s. Vedoucí práce: Melecký, J.

Bakalářská práce se zabývá novým konstrukčním řešením držáku bočních zábran. Z důvodu maximální úspory času při montáži a manipulaci se zábranou, jsem do mého návrhu zakomponoval neodymový magnet. Aretace ve sklopeném stavu je usnadněna tímto magnetem. V bakalářské práci jsou uvedeny veškeré výpočty nezbytné pro konstrukční řešení držáku bočních zábran. Součástí projektu je také pevnostní analýza metodou MKP. Výrobní výkresy dokládají reálné použití v praxi.

ANNOTATION BACHELOR THESIS

HUBIČKA, M. *Design of Tipping Side Protection Mechanism against Entry of Pedestrians and Bikers*. Ostrava: Department of Production Machine and Design, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB-Technical University of Ostrava, 2013, 35 pages. Thesis head: Melecký, J.

This thesis deals with a new design solution bracket side constraints. For maximum savings in assembly time and handling barrier, I do my design integrated a neodymium magnet. Lock in the folded state is facilitated by a magnet. The work sets out all the calculations necessary for the structural design of the bracket side constraints. The project also includes stress analysis by FEM. Production drawings illustrate real use in practice.

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Dr. Ing. Jaroslavu Meleckému a řediteli konstrukce ve firmě Panav, a.s. Ing. Josefu Zapletalovi za ochotu při odborných konzultacích.

Seznam použitých značení

N	Motorová vozidla určená k přepravě nákladu	$[-]$
$N2$	Motorová vozidla od 3,5 do 12 tun	$[-]$
$N3$	Motorová vozidla nad 12 tun	$[-]$
O	Přípojná vozidla	$[-]$
$O3$	Přípojná vozidla od 3,5 do 10 tun	$[-]$
$O4$	Přípojná vozidla nad 10 tun	$[-]$
MKP	Metoda konečných prvků	$[-]$
L, l	Délka	$[mm]$
B, b	Šířka	$[mm]$
t	Tloušťka	$[mm]$
d	Průměr	$[mm]$
m_c	Celková hmotnost zábran	$[kg]$
y_t	Poloha těžiště	$[mm]$
g	Gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
g_p	Postranní zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
F_B	Boční síla	$[N]$
F_{B1}	Boční síla na jeden magnet	$[N]$
R_a, R_b	Reakce	$[N]$
F_{mag}	Teoretická síla magnetu	$[N]$
F_{mags}	Skutečná síla magnetu	$[N]$
F_m	Síla koupeného magnetu	$[N]$
k_s, k	Koeficient bezpečnosti	$[-]$
h_m, d_m	Rozměry magnetu	$[mm]$
R_e	Mez kluzu	$[MPa]$
M_c, M_a, M_o	Ohybové momenty	$[N \cdot mm]$
$M_{o \max}$	Maximální ohybový moment	$[N \cdot mm]$
F	Zatěžující síla	$[N]$
a	Výška svaru, vzdálenost	$[mm]$
x	Vzdálenost největšího ohybového momentu	$[mm]$
$h_1, h_2, h_{(x)}$	Výšky konzoly	$[mm]$
$T_{c(x)}$	Celkové těžiště	$[mm]$
J_x, J_y	Kvadratický moment	$[mm^4]$

e_1, e_2	Vzdálenost krajních vláken	$[mm]$
W_{o1}, W_{o2}	Průřezový modul v ohybu	$[mm^3]$
σ	Napětí	$[MPa]$
$\sigma_{dov}, \sigma_{Do}$	Dovolené napětí	$[MPa]$
d_3	Nejmenší průměr šroubu	$[mm]$
P	Stoupání šroubu	$[mm]$
p_D	Dovolený tlak	$[MPa]$
p	Tlak	$[MPa]$
k_3, k_4	Převodní součinitel	$[-]$
R_{as}, R_{bs}, R_{cs}	Reakce	$[N]$
l_v	Výpočtová délka svaru	$[mm]$
a	Výška svaru	$[mm]$
z	Šířka svaru	$[mm]$
β	Součinitel tloušťky svaru	$[-]$
S_{sv}	Plocha svaru	$[mm^2]$
τ_{\perp}^{Mo}	Kolmé napětí od momentu	$[MPa]$
$\tau_{//}^F$	Rovnoběžné napětí od síly	$[MPa]$
σ_{red}	Redukované napětí	$[MPa]$

Obsah

Úvod.....	11
1. Cíl.....	11
2. Historický vývoj firmy Panav, a.s.....	12
2.1 V letech 1896 – 1942	12
2.2 V letech 1942 – 1990	12
2.3 V letech 1990 – 1996	13
2.4 V letech 1996 – 2010	13
2.5 Současnost.....	13
3. Značení jednotlivých typů vozidel	14
4. Rozdělení držáků zábran	15
4.1 Pevný držák	15
4.2 Sklopný držák.....	16
4.3 Snímatelný držák.....	17
5. Neodymový magnet	18
6. Technické požadavky	18
7. Konstrukční návrhy	20
7.1 Konstrukční návrh číslo 1	20
7.1.1 Jednotlivé díly	20
7.1.2 Popis konstrukčního návrhu	21
7.2 Konstrukční návrh číslo 2	21
7.2.1 Jednotlivé díly	22
7.2.2 Popis konstrukčního návrhu	22
7.3 Konstrukční návrh číslo 3	22
7.3.1 Jednotlivé díly	23
7.3.2 Popis konstrukčního návrhu	23
7.4 Výběr konstrukčního návrhu.....	23
8. Detailování konstrukčního návrhu číslo 1	23
8.1 Volba rozměrů a materiálů	23
8.2 Stanovení těžiště a hmotnosti	25
8.3 Výpočet odstředivé síly	25
8.4 Výpočet síly magnetu.....	26

8.5	Výpočet maximálního ohybového momentu a napětí.....	27
8.6	Výpočet šroubu	29
8.7	Výpočet svaru 1	31
8.8	Výpočet svaru 2.....	33
9.	Pevnostní analýza metodou MKP	34
9.1	Modely jednotlivých součástí.....	35
9.2	Model sestavy.....	37
9.3	Konzola zatížená silou	38
9.3.1	Okrajové podmínky, materiál, zatížení	38
9.3.2	Výsledná napětí	39
9.3.3	Deformace	39
9.3.4	Koeficient bezpečnosti	40
9.4	Zatížení bočního profilu	40
9.4.1	Okrajové podmínky, materiál, zatížení	40
9.4.2	Výsledná napětí	41
9.4.3	Deformace	41
9.4.4	Koeficient bezpečnosti	42
10.	Závěr.....	43
11.	Seznam použité literatury	44
12.	Seznam příloh.....	45

Úvod

Boční zábrany jsou velice důležitým prvkem na veškerých nákladních a přípojných vozidlech typu N2, N3, O3 a O4 z hlediska ochrany účastníku silničního provozu. Tyto bezpečnostní prvky slouží k ochraně proti vniknutí chodců, cyklistu i motocyklistu pod boky vozidla a následovnému vtáhnutí pod kola. Existuje mnoho konstrukčních řešení a provedení, které budou vysvětleny v dalších kapitolách. Například mezi boční zábrany lze použít schrány na palety, hasicí přístroje nebo nářadí. V dnešní době se stále víc klade důraz na ekologii, která je v kamionové dopravě převážně spojena s úsporou paliva. Vhodným tvarem bočních zábran umožníme lepší obtékání vzduchu a tím ke snížení odporu.



Obr. 1. Boční podjezdová zábrana [4]

Na obrázku číslo 1. vidíme kompletní sestavu boční zábrany od firmy ALU-SV.

Jednotlivé části zábran:

- Držák boční zábrany
- Profil zábrany boční
- Náběžný profil
- Záslepka náběžného a bočního profilu
- Spojovací prvky

1. Cíl

V bakalářské práci se zaměřím na návrh ocelového držáku boční zábrany, který bude sloužit jako podklad pro montáž hliníkových profilů. Při návrhu sklopného mechanismu bylo snahou, aby manipulace se zábranou byla co nejjednodušší a bezpečná pro obsluhu.

Jednotlivé díly budu navrhovat tak, aby bylo možné je vyrobit ve firmě bez nutnosti externích kooperací. Zároveň při stanovení vhodného tvaru budu klást veliký důraz na úsporu použitého materiálu a budu využívat vhodné hutní polotovary, aby bylo dosaženo minimálního odpadu. Konečnou fází této práce bude nové konstrukční řešení pro sklopení a aretaci zábran. Dále pak pevnostní výpočet pomocí MKP metody a kompletní výkresová dokumentace všech dílů, podsestav a sestav.

2. Historický vývoj firmy Panav, a.s.

Jelikož má firma velice bohatou historii a více jak stoletou tradici ve strojírenské výrobě, chtěl bych ve stručnosti zmínit několik významných období Panavu, a.s.

2.1 V letech 1896 – 1942

Leopold Kašpar v roce 1894 byl zakladatelem původní továrny, kterou v roce 1896 nahradily výrobní objekty dnešní akciové společnosti v Senici na Hané. Hlavním produktem v této době byly mlýnské a zemědělské stroje. Počátkem 30. let, kdy začala hospodářská krize, se firma dostala do úpadku a zastavila výrobu.[6]



Obr. 2. Historie Panavu [6]

2.2 V letech 1942 – 1990

V roce 1942 koupila továrnu společnost Foglar v. o. s., kterou vlastnil pan Josef Foglar. Po rozsáhlé rekonstrukci celé fabriky byla zahájena výroba vlečných vozů, která je známá

až do dnešních dnů. V roce 1948 byla provedena modernizace výrobního provozu a zvýšila produkci až na 10 000 traktorových a silničních přívěsů ročně.[6]



Obr. 3. Historický výrobek [6]

2.3 V letech 1990 – 1996

Dne 1. 7. 1990 byl založen Panav Senice na Hané. O rok později byla založena Panav akciová společnost. Během roku 1994 byla společnost privatizována.[6]

2.4 V letech 1996 – 2010

Od roku 1996 firma neustále rozvíjí svůj sortiment silničních přívěsů a návěsů o celkové hmotnosti 9 tun. Veškeré výrobky splňují legislativu Evropské unie. Firma má prodejní zastoupení na Slovensku, Polsku, Itálii, Maďarsku, Bulharsku, Slovinsku, Německu, Rusku. V těchto letech firma zaměstnávala celkem 350 zaměstnanců.[6]

2.5 Současnost

V roce 2011 se majitelem společnosti stává AML Holding, a.s. Prvotním cílem je nejen zachování výroby pod logem tradiční české značky, ale především její modernizaci a prosazení se v rámci celé Evropy. Firma je významným dodavatelem přívěsů a návěsů ve střední Evropě. Společnosti si zakládá na více jak stoleté tradici a zaměstnává více jak 200 zaměstnanců. Podnik se pyšní vlastním vývojem a výrobou

prototypových vozů. Našimi zákazníky jsou dopravní společnosti, strojírenské závody, distributoři zemědělských a potravinářských produktů.[6]



Obr. 4. Současnost firmy Panav, a.s. [6]



Obr. 5. Současný výrobek

3. Značení jednotlivých typů vozidel

Kategorie N: Motorová vozidla určená k přepravě nákladů o hmotnosti přesahující 1 tunu.

Kategorie N2: Motorová vozidla určená k přepravě nákladů o hmotnosti přesahující 3,5 tun a menší jak 12 tun.

Kategorie N3: Motorová vozidla určená k přepravě nákladů o hmotnosti přesahující 12 tun.

Kategorie O: přípojná vozidla

Kategorie O3: Přípojná vozidla určená k přepravě nákladů o hmotnosti větší jak 3,5 tun a menší jak 10 tun.

4. Rozdělení držáků zábran

Každá firma používá vlastní konstrukční řešení držáků zábran, které jsou pro ně charakteristické. Držáky se mohou vyrábět z jednoduchých ohnutých plechů, ale mohou to být i tvarově složité odlitky.

Rozdělení držáků bočních zábran podle konstrukčního řešení:

- Pevné
- Sklopné
- Snímatelné

4.1 Pevný držák

Pevný držák bočních zábran zamezuje jakoukoliv manipulaci se zábranami. Tento typ lze uplatnit v případě, že se nevyžaduje přístup do bočních prostorů vozu. Vyskytuje se převážně u nákladních automobilů a nízko ložných vozů. Tento typ držáku je převážně vyroben z ocelové trubky, která je tvarově přizpůsobena danému vozu. Držák se většinou připevní pomocí šroubů k hlavnímu rámu vozidla. Přivaření držáku na rám se nedoporučuje z důvodů tepelného ovlivnění nosného rámu vozidla, a také vlivem otřesů a vibrací dochází k utřepání svaru.



Obr. 6. Pevný držák bočních zábran

Na obrázku 6. můžeme vidět pevné boční zábrany vyrobené z tvrzeného plastu od firmy Mercedes.

4.2 Sklopný držák

Sklopný držák bočních zábran umožní zábranu vyklopit směrem nahoru a tím zabezpečuje přístup k prvkům, které jsou namontovány po bocích podélníků. Mezi tyto prvky patří rezervní kolo a schrány na nářadí. Sklopný držák je složen z pevné části, která je vypálena z plechu a ohnuta do požadovaného tvaru. Dále pak z pohyblivé části, která může být vyrobena buď z uzavřeného profilu, nebo ohnuta z plechu. Poslední částí tohoto držáku jsou spojovací prvky. Šroub spojí pohyblivou a pevnou část a umožní jeho otáčení. Pojistný kolík má za úkol zajistit pohyblivou část v požadované poloze.



Obr. 7. Sklopný držák bočních zábran [4]

Na obrázku 7. Vidíme držák bočních zábran od firmy ALU-SV.



Obr. 8. Spojovací díly [8]

Na obrázku 8. Vidíme spojovací díly od firmy TRANS-TECHNIK.

4.3 Snímatelný držák

Snímatelný držák umožňuje celkovou demontáž bočních zábran. Výhodou tohoto provedení je snadný přístup k celému rámu vozu. U tohoto držáku je pevná část vyrobena kombinací odlitku a ohnutého uzavřeného profilu. Pohyblivá část je vyrobena z litého hliníku. Další předností držáku je jeho aretační systém, který funguje na principu otočné vačky s pružinou. Tato vačka nám umožní snadnou manipulaci při demontáži zábran.



Obr. 9. Snímatelný držák bočních zábran



Obr. 10. Snímatelný držák bočních zábran

Na obrázku 9. a 10. můžeme vidět konstrukční řešení od firmy Volvo.

5. Neodymový magnet

Neodymové magnety jsou magnety, které se vyznačují velikou magnetickou silou. Vyrábí se práškovou metalurgií, ze slitiny neodymu, železa a bóru. Náklady na výrobu těchto magnetů jsou několikanásobně nižší než u samarium-kobaltových magnetů. Nevýhoda neodymových magnetů je, že podléhají rychle korozi, proto je nutná povrchová úprava. Tyto magnety se vyznačují dobrou odolností proti působení vnějšího demagnetizačního pole. Další výhodou je, že magnety neztrácejí své magnetické vlastnosti. Magnety se používají, převážně pro elektromechanické aplikace. Při návrhu magnetu je zapotřebí počítat s mnoha vlivy, jako jsou například chemické složení materiálu, tloušťka materiálu, povrchová úprava, provozní teplota a směr působení síly na magnet.[5]



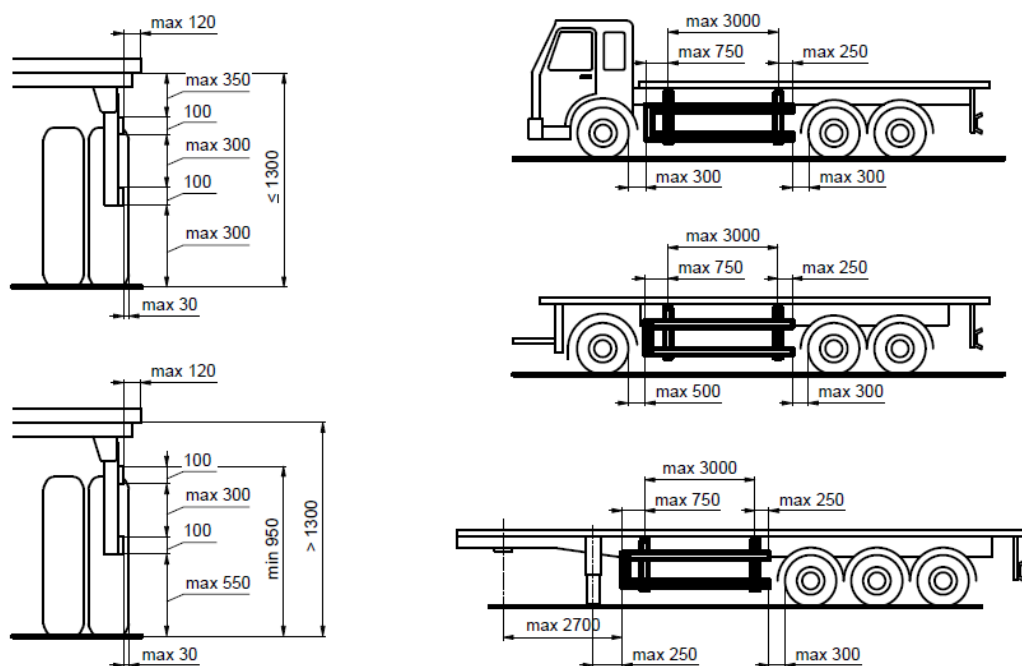
Obr. 11. Magnetický úchyt [5]

Na obrázku 11. vidíme neodymový magnet od firmy Unimagnet.

6. Technické požadavky

Boční zábrany nesmí přesahovat celkovou šířku vozidla a nesmí být zasunuty více jak 120 [mm] dovnitř od vnějšího okraje vozidla. Přední část zábran může být ohnuta směrem dovnitř. Naopak zadní konec zábran nesmí ležet více jak 30 [mm] směrem dovnitř od vnější

strany zadních pneumatik. Další podmínku, kterou zábrany musí splňovat je, že povrch musí být pokud možno co nejvíce hladký a po celé délce spojitý. Pokud z konstrukčního hlediska není možné dodržet spojitost, je dovolené jednotlivé části přepřátovat, a to tak, že hrana směřuje dozadu, nebo dolů. Také může být ponechána spára o maximálním rozměru 25 [mm]. Jestli se na povrchu vyskytují hlavy šroubů nebo nýtu, nesmí vystupovat více jak 10 [mm]. Všechny vnější hrany musí být zaobleny poloměrem nejméně 2,5 [mm]. Boční zábrany mohou být zkonstruovány z celistvého povrchu, nebo mohou být sestaveny z profilů. V případě použití profilů musí být dodržena vzdálenost maximálně 300 [mm]. U vozidel N2 a O3 musí být profily vysoké nejméně 50 [mm] a u vozidel N3 a O4 nejméně 100 [mm]. Přední hrana zábran musí být opatřena spojujícím profilem, který je ohnut směrem dovnitř o ohybu 100 [mm]. Zadní hrana bočních zábran nesmí být vzdálená více jak 300 [mm] od zadního kola. Zadní část nemusí obsahovat spojující profil. Dolní hrana zábran nesmí být vzdálena od vozovky více jak 550 [mm]. Horní hrana okrajového profilu nesmí být vzdálena více jak 350 [mm] od konstrukce, kterou protíná svislá rovina od vnější strany pneumatik. Zábrany musí mít dobrou tuhost a musí být dostatečně uchycené tak, aby nedocházelo k jejich uvolňování. Zábrany mohou být vyrobeny z jakéhokoliv materiálu. Zkouška zábran se provádí beranem o rozměrech 220 [mm] +/- 10 [mm]. Beran působí statickou vodorovnou silou o velikosti 1000 [N]. Zábrany musí odolat této síle v jakékoliv vnější části. Dovolенý průhyb zábran je 30 [mm] v délkovém rozmezí 250 [mm] od zadního konce a 150 [mm] v ostatních částech zařízení. [7]



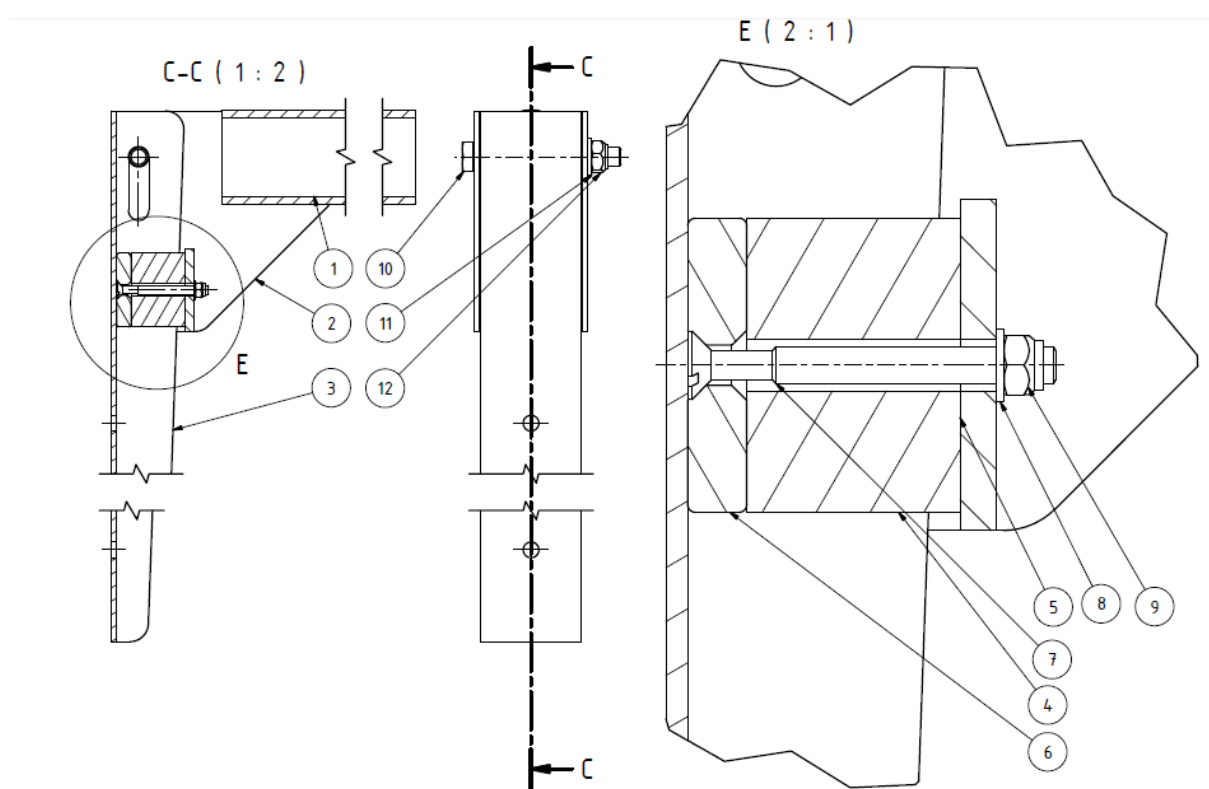
Obr. 12. Umístění a stanovení rozměrů zábran [4]

Na obr. 12. můžeme vidět grafické znázornění požadavků kladené na boční zábrany.

7. Konstrukční návrhy

Celkově navrhnu tři různá konstrukční řešení, z kterých vyberu jedno nejlepší a to dále rozpracuji. Rozpracování bude obsahovat výpočty a veškeré výrobní a sestavní výkresy.

7.1 Konstrukční návrh číslo 1



Obr. 13. Držák s magnetem

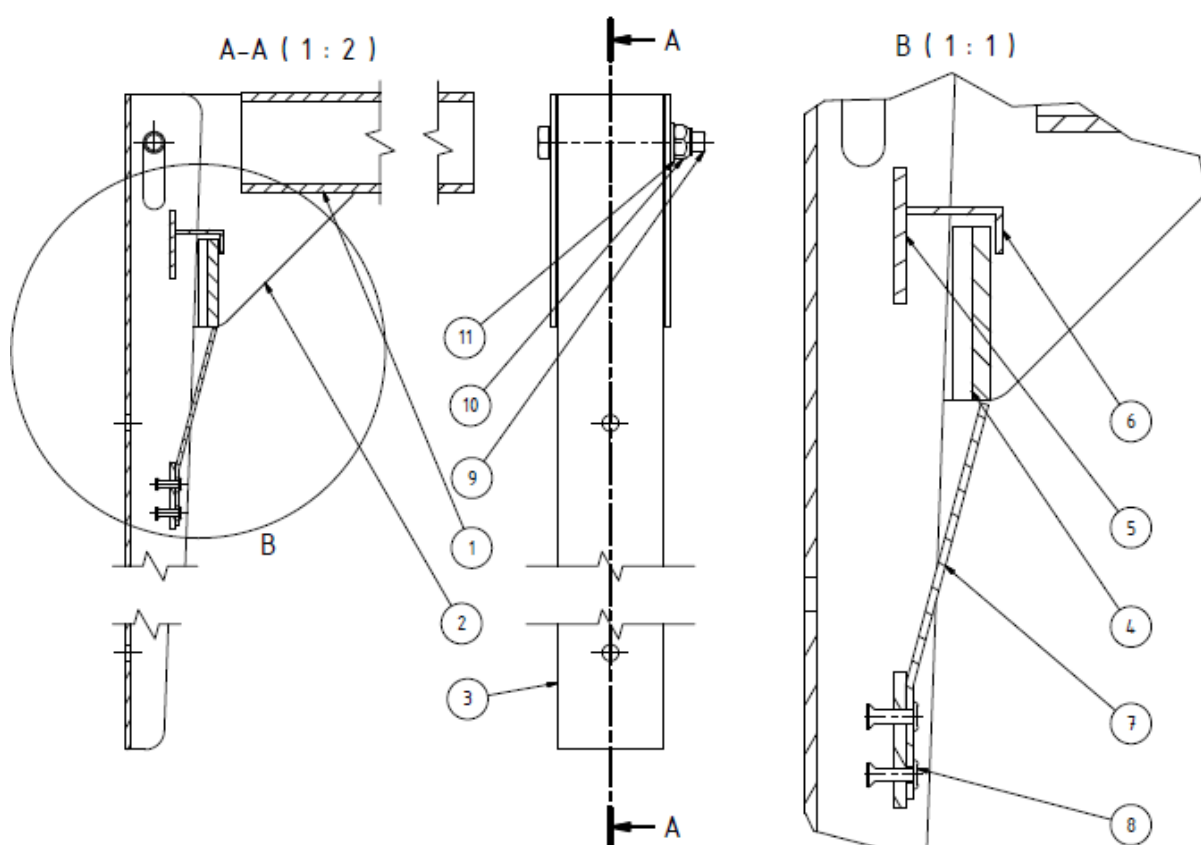
7.1.1 Jednotlivé díly

1 - trubka, 2 – pevná část, 3 – pohyblivá část, 4 – podložka, 5 – destička, 6 – magnet, 7 – šroub, 8 – podložka 5, 9 – samojistná matice, 10 – šroub, 11 – podložka, 12 – samojistná matice

7.1.2 Popis konstrukčního návrhu

Držák se skládá celkem z dvanácti dílů. Pevná část společně s trubicou a destičkou je svařena v jeden celek. Pohyblivá část je vyrobena z ohnutého plechu do tvaru U, přičemž z čelní strany jsou vyvrtány dvě díry pro montáž hliníkových profilů. Po bočních stranách jsou vypáleny drážky, které umožňují aretaci zábrany ve zvednuté poloze. Magnet slouží pro zajištění zábran ve spuštěném stavu. Podložka mezi magnetem a destičkou vymezuje vůli. Výhodou tohoto řešení je, že odpadá pracná manipulace se závlačkami. Nevýhodou je vyšší cena magnetu oproti pojistnému čepu s danou.

7.2 Konstrukční návrh číslo 2



Obr. 14. Držák se zádržkou

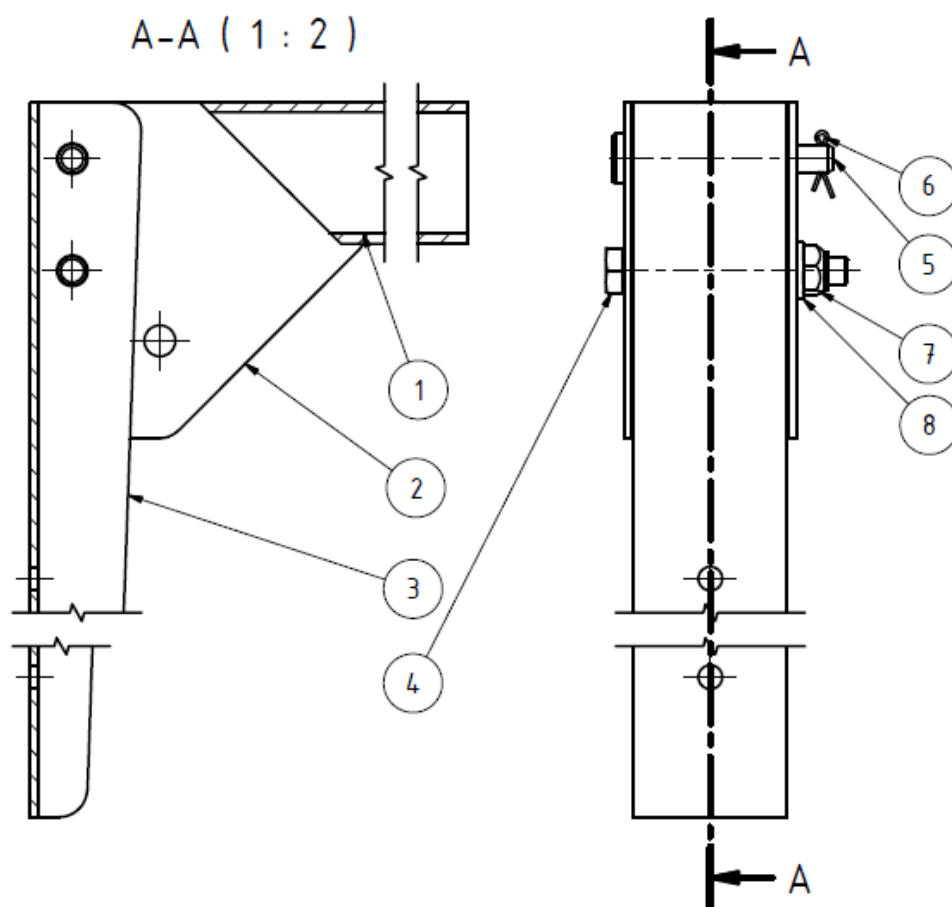
7.2.1 Jednotlivé díly

1 – trubka, 2 – pevná část, 3 – pohyblivá část, 4 – destička, 5 – výztuha, 6 – háček, 7 – zarážka, 8 – nýt, 9 – šroub, 10 – matice, 11 – podložka

7.2.2 Popis konstrukčního návrhu

Koncepce držáku zůstává stejná, až na aretační systém. Místo magnetu je zde zabudován háček se zarážkou. Při stlačení zarážky je možno zábranu vyháknout směrem nahoru a zvednout do požadované polohy. U tohoto návrhu jsou zde umístěny dvě výztuhy, na které se nýtuje zarážka a vaří háček.

7.3 Konstrukční návrh číslo 3



Obr. 14. Držák s pojistným čepem

7.3.1 Jednotlivé díly

1 – trubka, 2 – pevná část, 3 – pohyblivá část, 4 – šroub, 5 – čep, 6 – dana, 7 – matice, 8 – podložka

7.3.2 Popis konstrukčního návrhu

Držák se skládá z pevné a pohyblivé části, které jsou spojeny šroubem a jištěny čepem. Samotný čep je jištěný proti vysunutí pomocí dany. Výhodou tohoto řešení je malý počet součástí a jednoduchost. Na druhou stranu je velice zdoluhavá manipulace při vysouvání čepů.

7.4 Výběr konstrukčního návrhu

Po konzultaci s ředitelem konstrukce firmy Panav, a.s. zpracuji návrh číslo 1 do konečné podoby.

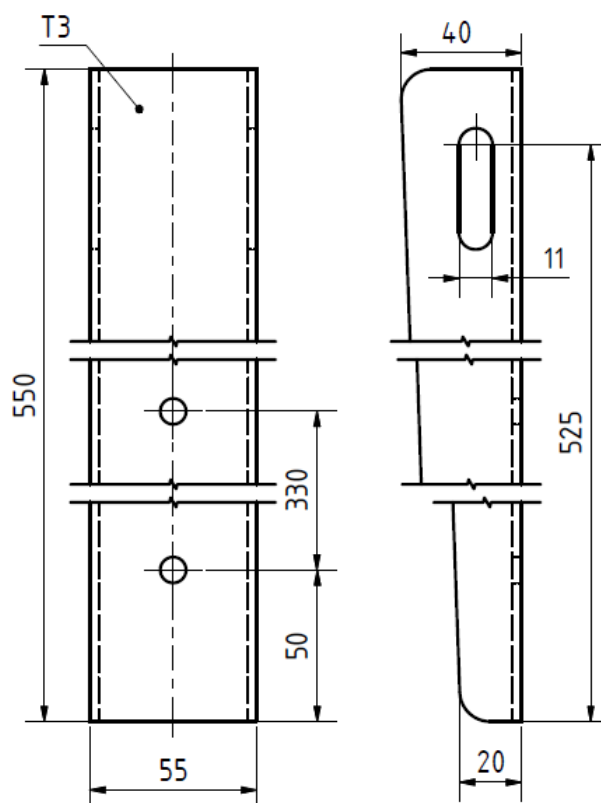
8. Detailování konstrukčního návrhu číslo 1

8.1 Volba rozměrů a materiálů

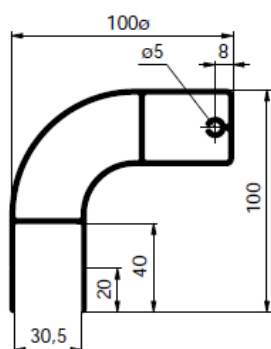
Při volbě rozměrů zábran, vycházím z maximální délky bočního profilu zábrany podle katalogu firmy ALU-SV a délky náběžného profilu dle rozměrů firmy Panav, a.s.

Stanovení rozměrů a materiálu konzoly:

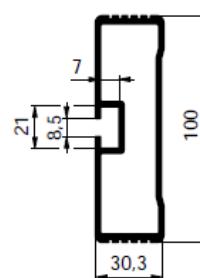
- Materiál 11 523.1
- Délka $L = 550[mm]$
- Šířka $B = 55[mm]$
- Tloušťka $t = 3[mm]$
- Průměr otvorů pro hliníkové profily $d = 8[mm]$
- Rozměr drážky $l = 40[mm]$ $b = 11[mm]$



Obr. 15. Rozměry konzoly



6600010382	al
6612010382	elox / anod
Profil boční zábrany - náběžný Side protection profile – leading	
al	2,060 kg m

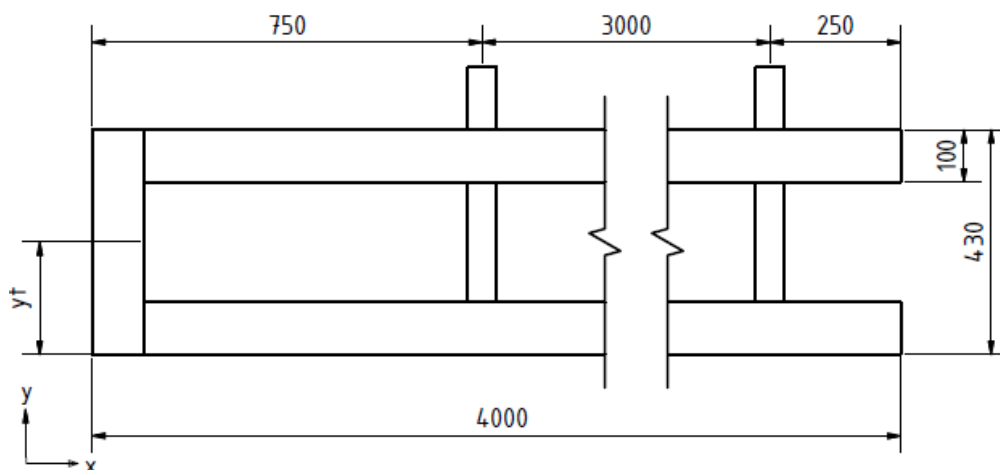


6600012231	al
6612012231	elox / anod
Profil zábrany boční 30×100mm Side bar profile 30x100mm	
al	1,122 kg m

Obr. 15. Rozměry a hmotnosti profilů[1]

8.2 Stanovení těžiště a hmotnosti

Při získání hmotnosti a polohy těžiště zábrany, zanedbám spojovací prvky a plastové záslepky. Jednotlivé části zábran jsem vymodeloval v Inventoru a nadeřinoval jejich materiály. Poté jsem dílce poskládal dle požadovaných rozměrů do sestavy a ve vlastnostech sestavy jsem zjistil celkovou hmotnost a polohu těžiště.



Obr. 16. Schéma

Celková hmotnost:

$$m_c = 12,4[kg]$$

Poloha těžiště v ose y:

$$y_t = 231[mm]$$

8.3 Výpočet odstředivé síly

Při jízdě v zatáčkách na vůz působí postranní zrychlení, které má velikost poloviny gravitačního zrychlení.

Gravitační zrychlení:

$$g = 9,81[m \cdot s^{-2}] \quad (1)$$

Postranní zrychlení:

$$g_p = 0,5 \cdot g = 0,5 \cdot 9,81 = 4,905[m \cdot s^{-2}] \quad (2)$$

Boční síla působící na zábrany se vypočítá ze vztahu:

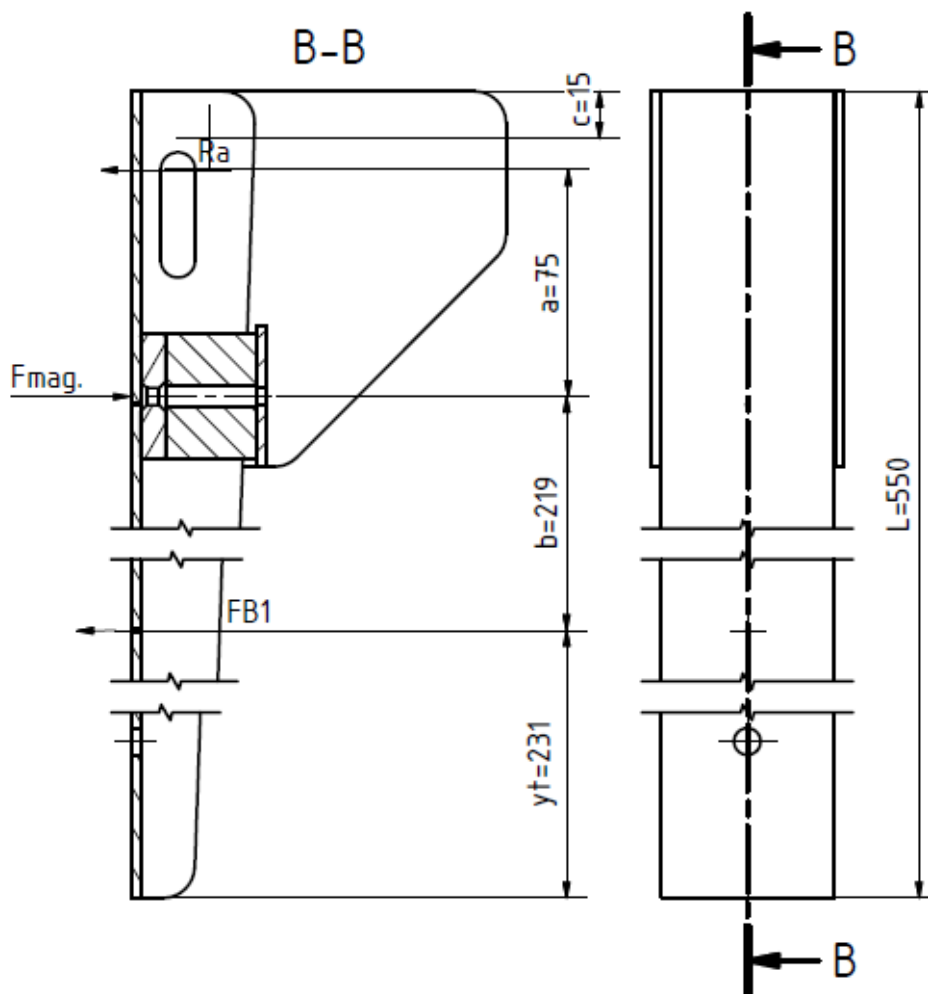
$$F_B = m_c \cdot g_p = 12,4 \cdot 4,905 = 60,822[N] \quad (3)$$

Boční síla působící na jeden magnet:

$$F_{B1} = \frac{F_B}{i_k} = \frac{60,822}{2} = 30,411 [N] \quad (4)$$

Kde $i_k [-]$ je počet konzol.

8.4 Výpočet síly magnetu



Obr. 17. Působení odstředivé síly

Suma momentů k reakci Ra:

$$\begin{aligned} \sum M_{Ra} = 0 &= -F_{B1} \cdot (b + a) + F_{mag} \cdot a \Rightarrow F_{mag} = \frac{F_{B1} \cdot (b + a)}{a} = \\ &= \frac{30,411 \cdot (219 + 75)}{75} = 119,2 [N] \end{aligned} \quad (5)$$

Účinnost magnetu je ovlivněna mnoha faktory. Jako jsou na příklad směr působení síly, kvalita povrchu, chemické složení materiálu, povozní teplota, povrchová úprava, tloušťka

materiálu. Po konzultaci s odborníkem, mi bylo doporučeno počítat s 80% účinností magnetu a koeficientem bezpečnosti $k = (2 \div 3)[-]$.

Skutečná síla magnetu:

$$F_{mags} = (F_{mag} + 20\%) \cdot k = (119,2 + 119,2 \cdot 0,2) \cdot 3 = 429,12[N] \quad (6)$$

Volím magnet od firmy Unimagnet s označením:

Magnetický úchyt HM40x10,6/5,5x8/N

Parametry magnetu:

- Magnetická síla $F_m = 490,5[N]$
- Výška $h_m = 8[mm]$
- Průměr $d_m = 40[mm]$
- Vývrt s prohlubní pro šroub M5

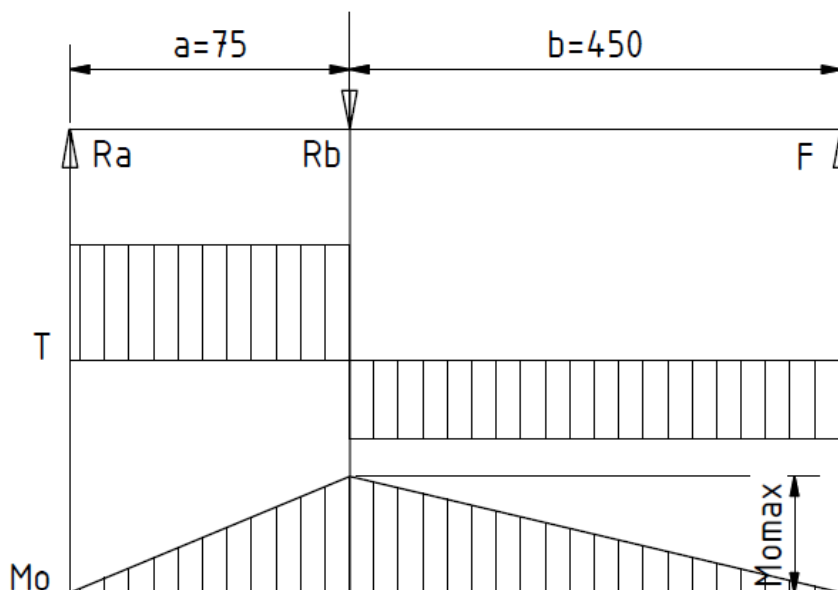
Porovnání síly magnetu s požadovanou silou:

$$F_{mags} \leq F_m$$

$$429,12 \leq 490,5 \Rightarrow \text{Magnet vyhovuje}$$

8.5 Výpočet maximálního ohybového momentu a napětí

Konzola musí odolat kolmé statické síle o velikosti 1000 [N]. Materiál plechu 11 523.1 s mezí kluzu $Re = 333[MPa]$. Při výpočtu uvažuji nejhorší možný případ, kdy síla působí na konec konzoly. [2]



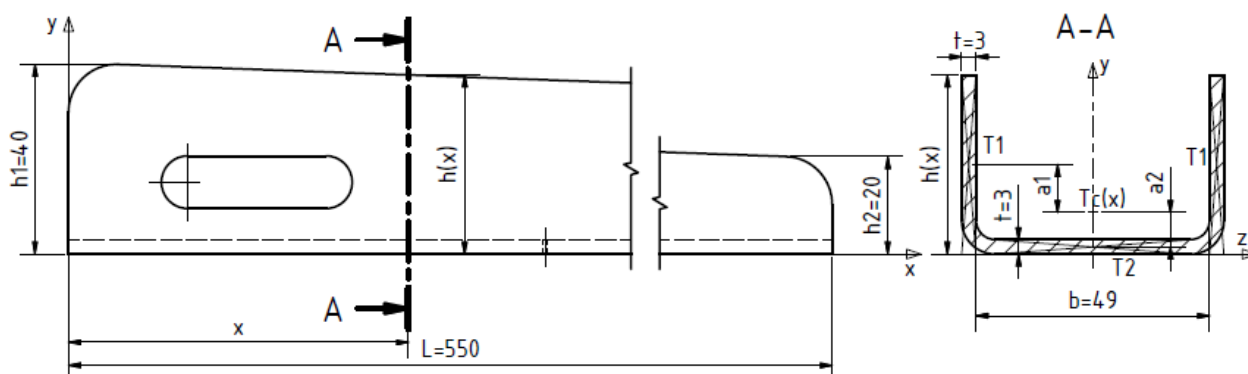
Obr. 19. Průběh posouvajících sil a ohybového momentu

Výpočet reakcí:

$$\begin{aligned}\sum F_y = 0 = R_a - R_b + F &\Rightarrow R_a = R_b - F = 7000 - 1000 = 6000[N] \\ \sum M_a = 0 = -R_b \cdot a + F \cdot (a + b) &\Rightarrow R_b = \frac{F \cdot (a + b)}{a} = \frac{1000 \cdot (75 + 450)}{75} = \\ &= 7000[N]\end{aligned}\quad (7)$$

Výpočet maximálního ohybového momentu:

$$M_{o\max} = R_a \cdot a = 6000 \cdot 75 = 450000[N \cdot mm]$$



Obr. 18. Náskres pro výpočet průřezového modulu

Výpočet výsledného těžiště:

$x = 75[mm] \Rightarrow$ místo největšího ohybového momentu

$$\begin{aligned}\frac{h_1 - h_2}{L} = \frac{h_1 - h_{(x)}}{x} &\Rightarrow h_{(x)} = \frac{h_1 \cdot L - (h_1 - h_2) \cdot x}{L} = \frac{40 \cdot 550 - (40 - 20) \cdot 75}{550} = \\ &= 37,27[mm]\end{aligned}\quad (8)$$

$$T_{c(x)} = \sum \frac{s_i \cdot y_i}{s_i} = \frac{h_{(x)}^2 + \frac{b \cdot t}{2}}{2 \cdot h_{(x)} + b} = \frac{37,27^2 + \frac{49 \cdot 3}{2}}{2 \cdot 37,27 + 49} = 11,838[mm]$$

Výpočet kvadratického momentu:

$$\begin{aligned}a_1 &= \frac{h_{(x)}}{2} - T_{c(x)} = \frac{37,27}{2} - 11,838 = 6,797[mm] \\ a_2 &= T_{c(x)} - \frac{t}{2} = 11,838 - \frac{3}{2} = 10,338[mm] \\ J_y &= 2 \cdot \left[\frac{t^3 \cdot h_{(x)}}{12} + t \cdot h_{(x)} \cdot a_1^2 \right] + \frac{b^3 \cdot t}{12} + t \cdot b \cdot a_2^2 = 2 \cdot \left[\frac{3^3 \cdot 37,27}{12} + 3 \cdot 37,27 \cdot 6,797^2 \right] + \\ &+ \frac{49^3 \cdot 3}{12} + 3 \cdot 49 \cdot 10,338^2 = 56182,23[mm^4]\end{aligned}\quad (9)$$

Výpočet průřezového modulu v ohybu:

$$\begin{aligned}
 e_1 &= T_{c(x)} = 11,838[mm] \\
 e_2 &= h_{(x)} - T_{c(x)} = 37,27 - 11,838 = 25,432[mm] \\
 W_{o1} &= \frac{J_y}{e_1} = \frac{56182,23}{11,838} = 4745,9[mm^3] \\
 W_{o2} &= \frac{J_y}{e_2} = \frac{56182,23}{25,432} = 2209,1[mm^3]
 \end{aligned} \tag{10}$$

Výpočet napětí:

$$\begin{aligned}
 \sigma &= \frac{M_{o \max}}{W_o} \leq \sigma_{dov} \\
 \sigma_1 &= \frac{M_{o \max}}{W_{o1}} = \frac{450000}{4745,9} = 94,8[MPa] \\
 \sigma_2 &= \frac{M_{o \max}}{W_{o2}} = \frac{450000}{2209,1} = 203,7[MPa]
 \end{aligned} \tag{11}$$

Výpočet bezpečnosti:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{dov} &= \frac{Re}{k} \geq \sigma \Rightarrow k = \frac{Re}{\sigma} \\
 k_1 &= \frac{Re}{\sigma_1} = \frac{333}{94,8} = 3,5[-] \\
 k_2 &= \frac{Re}{\sigma_2} = \frac{333}{203,7} = 1,63[-]
 \end{aligned} \tag{12}$$

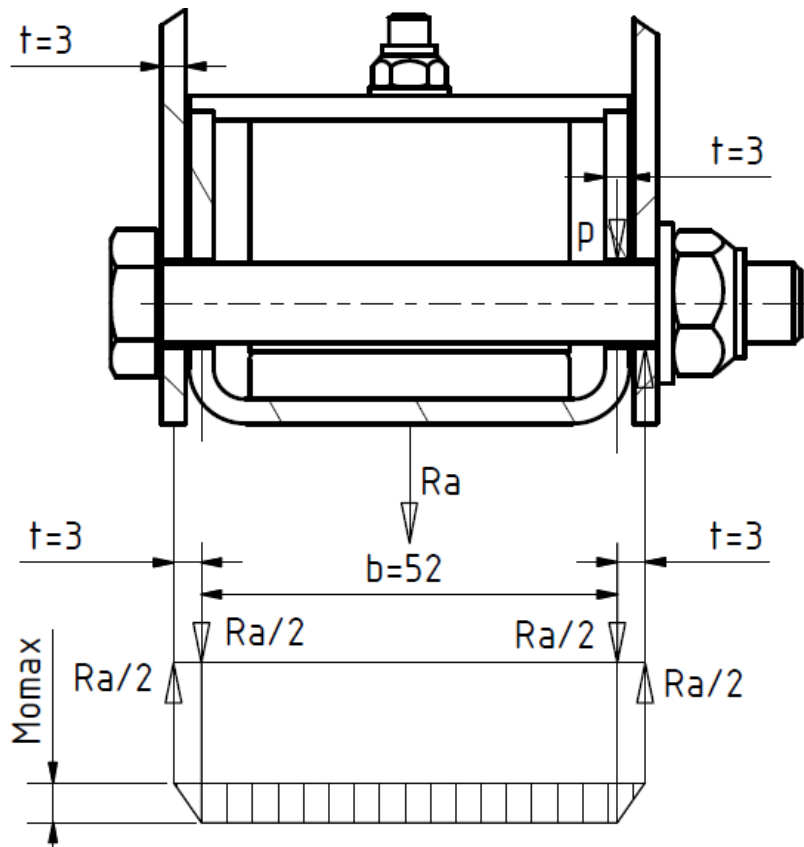
8.6 Výpočet šroubu

Volím šroub M12 x 80 ČSN 02 1101 – 8.8 [3],[1]

Hlavní rozměry šroubu:

- Průměr $d = 10[mm]$
- Průměr $d_3 = 8,160[mm]$
- Stoupání $P = 1,5[mm]$

Vzhledem k tomu, že šroub je uložen s vůlí, počítám jeho průměr z ohybu. Dále pak šroub kontroluji na tlak. Dovolený tlak pro ocelové šrouby je $p_D = (100 \div 120)[MPa]$. 8.8 je označení pro vysoko pevnostní šroub, který má mez kluzu $R_e = 640[MPa]$. Koeficient bezpečnosti volím $k_s = 1,5[-]$. Aby nedošlo k nežádoucímu povolení matice, použiji samojistící matici.



Obr. 19. Náskres pro výpočet šroubu

Kontrolní výpočet:

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{\frac{R_a \cdot t}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = \frac{16 \cdot R_a \cdot t}{\pi \cdot d_3^3} \leq \sigma_{Do} = \frac{R_e}{k_s}$$

$$\sigma_o = \frac{16 \cdot 6000 \cdot 3}{\pi \cdot 8,160^3} = 168,7 [MPa]$$

$$\sigma_{Do} = \frac{640}{1,5} = 426,6 [MPa]$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do} \Rightarrow \text{šroub vyhovuje}$$

Kontrola na tlak:

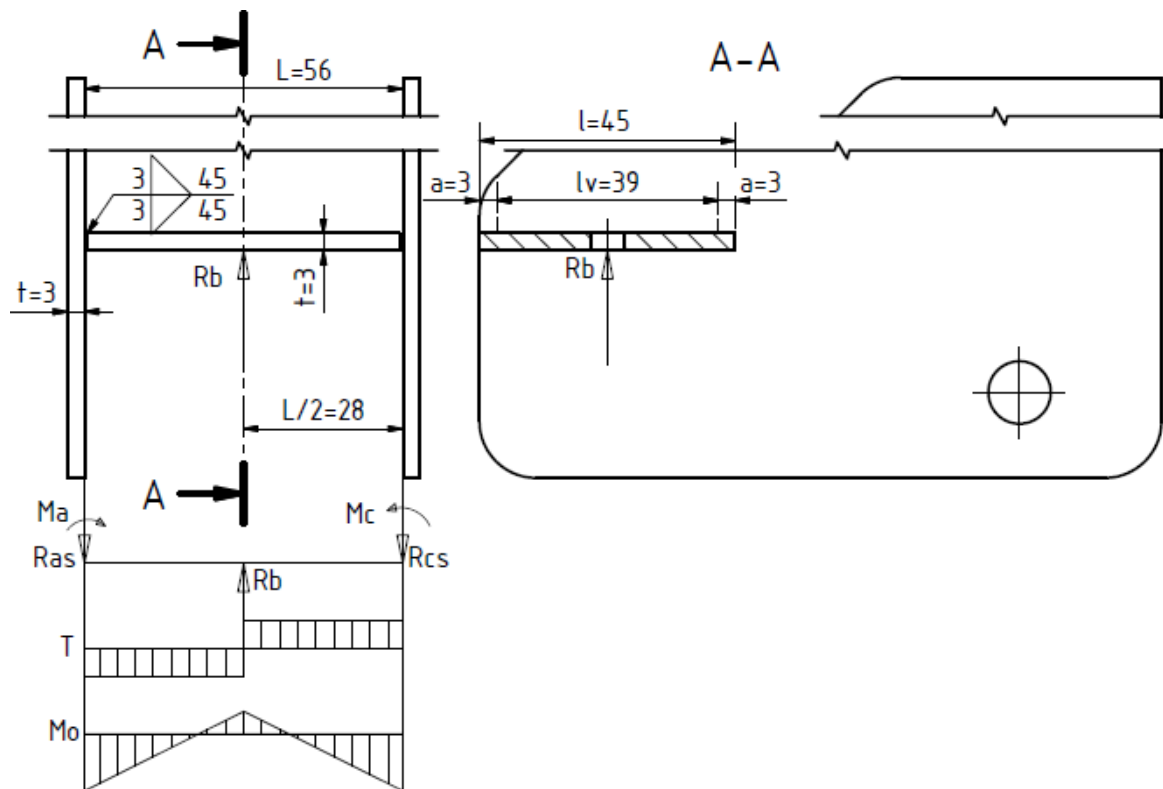
$$p \leq p_D = (100 \div 120) [MPa]$$

$$p = \frac{R_a}{t \cdot d + t \cdot d_3} = \frac{6000}{3 \cdot 10 + 3 \cdot 8,160} = 110,13 [MPa]$$

$$p \leq p_D \Rightarrow \text{šroub vyhovuje}$$

8.7 Výpočet svaru 1

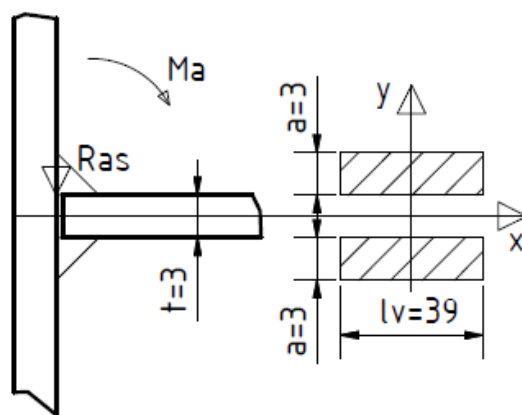
Plech o tloušťce 3[mm], je přivařen na každé straně oboustranným koutovým svarem délky 45[mm]. Výšku svaru volím 3[mm]. Převodní součinitel podle ČSN 05 0120, pro ruční svařování elektrickým obloukem s elektrodou o stejné pevnosti jako základní materiál je $k_3 = 0,75[-]$. Koeficient bezpečnosti pro běžný případ svaru volím $k_s = 1,5[-]$. [1],[9],[2]



Obr. 19. Náskres pro výpočet reakcí

Výpočet reakcí a ohybového momentu:

$$\begin{aligned}
 M_a = M_c &= \frac{R_b \cdot L}{8} = \frac{7000 \cdot 56}{8} = 49000 [N \cdot mm] \\
 R_{as} &= \frac{R_b}{2} = \frac{7000}{2} = 3500 [N] \\
 R_{bs} &= \frac{R_b}{2} = \frac{7000}{2} = 3500 [N]
 \end{aligned}
 \tag{15}$$



Obr. 20. Sklopený nosný průřez svaru 1

Na obr. 20. vidíme reakci R_{as} a ohybový moment M_a , který působí v kolmém směru na svar. Dále vidíme průřez sklopeného nosného svaru.

Výpočet šířky svaru z:

$$z = 1,41 \cdot a = 1,41 \cdot 3 = 4,23[\text{mm}] \quad (16)$$

Výpočet součinitele tloušťky koutového svaru:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z = 1,3 - 0,03 \cdot 4,23 = 1,173[-] \quad (17)$$

Výpočtová délka svaru:

$$l_v = l - 2 \cdot a = 45 - 2 \cdot 3 = 39[\text{mm}] \quad (18)$$

Výpočet napětí od reakce R_{as} :

$$\tau_{\perp}^{R_{as}} = \frac{R_{as}}{2 \cdot S_{sv}} = \frac{R_{as}}{2 \cdot l_v \cdot a} = \frac{3500}{2 \cdot 39 \cdot 3} = 14,96[\text{MPa}] \quad (19)$$

Výpočet napětí od momentu M_a :

$$\tau_{\perp}^{M_a} = \frac{M_a}{W_{osv}} = \frac{M_a}{\frac{J_x}{\frac{t}{2} + a}} = \frac{49000}{\frac{2281,5}{\frac{3}{2} + 3}} = 96,65[\text{MPa}]$$

$$J_x = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot l_v \cdot a^3 + a \cdot l_v \cdot \left(\frac{a+t}{2} \right)^2 \right] = 2 \cdot \left[\frac{1}{12} \cdot 39 \cdot 3^3 + 3 \cdot 39 \cdot \left(\frac{3+3}{2} \right)^2 \right] = 2281,5[\text{mm}^4] \quad (20)$$

Výpočet výsledného napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\sum \tau_{\perp i}}{k_3} \right)^2 + \left(\frac{\sum \tau_{\parallel i}}{k_4} \right)^2} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{R_{as}} + \tau_{\perp}^{M_a}}{k_3} \right)^2} = \sqrt{\left(\frac{14,96 + 96,65}{0,75} \right)^2} = 148,8[\text{MPa}] \quad (21)$$

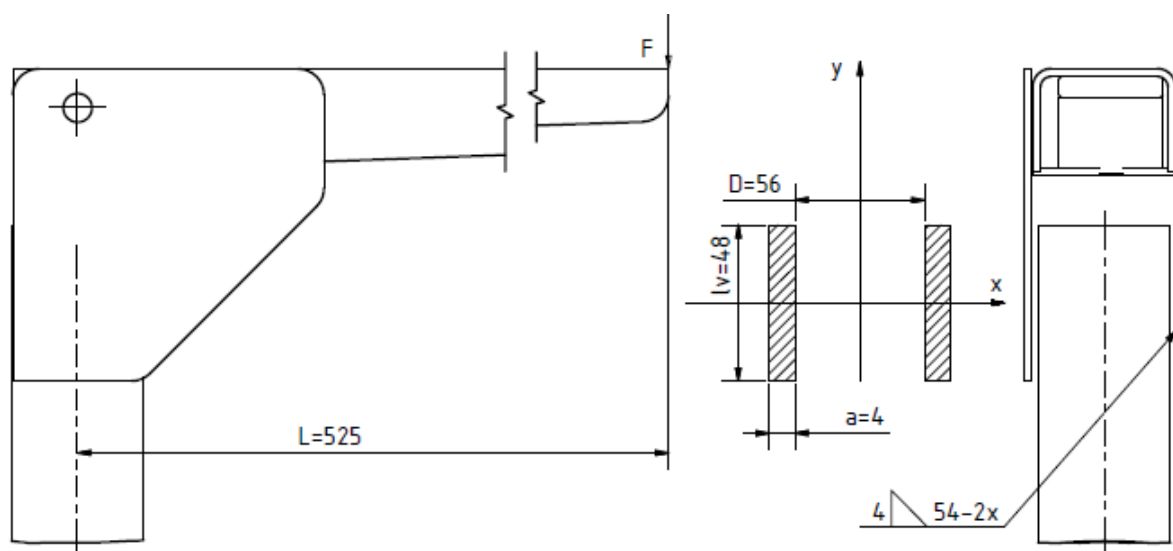
Pevnostní kontrola:

$$\sigma_{red} \leq \beta \cdot \sigma_{Dt} = \beta \cdot \frac{R_e}{k_s} = 1,173 \cdot \frac{333}{1,5} = 260,406 [MPa] \quad (22)$$

$$148,8 \leq 260,406 \Rightarrow s \text{ var vyhovuje}$$

8.8 Výpočet svaru 2

Trubka o tloušťce stěny 4[mm], je přivařen na každé straně koutovým svarem délky 54[mm]. Výšku svaru volím 4[mm]. Převodní součinitel podle ČSN 05 0120, pro ruční svařování elektrickým obloukem s elektrodou o stejné pevnosti jako základní materiál je $k_3 = 0,75[-]$ a $k_4 = 0,65[-]$. Koeficient bezpečnosti pro běžný případ svaru volím $k_s = 1,5[-]$. Velikost zatěžující síly $F = 1000[N]$.



Obr. 21. Sklopený nosný průřez svaru 2

Vypočet zatěžujícího momentu M_o :

$$M_o = F \cdot L = 1000 \cdot 525 = 525000 [N \cdot mm] \quad (23)$$

Výpočet šířky svaru z:

$$z = 1,41 \cdot a = 1,41 \cdot 4 = 5,64 [mm] \quad (24)$$

Výpočet součinitele tloušťky koutového svaru:

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot z = 1,3 - 0,03 \cdot 5,64 = 1,1308 [-] \quad (25)$$

Výpočtová délka svaru:

$$l_v = l - 2 \cdot a = 54 - 2 \cdot 4 = 46[mm] \quad (26)$$

Výpočet napětí od síly F :

$$\tau_{//}^F = \frac{F}{2 \cdot S_{sv}} = \frac{F}{2 \cdot l_v \cdot a} = \frac{1000}{2 \cdot 46 \cdot 4} = 2,72[MPa] \quad (27)$$

Výpočet napětí od momentu M_o :

$$\tau_{\perp}^{M_o} = \frac{M_o}{W_{osv}} = \frac{3 \cdot M_o}{a \cdot l_v^2} = \frac{3 \cdot 525000}{4 \cdot 46^2} = 186[MPa] \quad (28)$$

Výpočet výsledného napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\sum \tau_{\perp i}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\sum \tau_{// i}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{M_o}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{//}^F}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{186}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{2,72}{0,65}\right)^2} = 248[MPa] \quad (29)$$

Pevnostní kontrola:

$$\sigma_{red} \leq \beta \cdot \sigma_{Dt} = \beta \cdot \frac{R_e}{k_s} = 1,1308 \cdot \frac{333}{1,5} = 251[MPa] \quad (30)$$

$248 \leq 251 \Rightarrow s$ var *vyhovuje*

9. Pevnostní analýza metodou MKP

Princip analýzy spočívá v rozdělení vyšetřovaného tělesa na konečný počet elementárních dílků. Na velikosti a tvaru těchto dílků závisí přesnost výpočtu. Po nadefinování okrajových podmínek a spuštění simulace, dochází k řešení soustavy lineárních rovnic. Po vyřešení rovnic dostáváme hodnoty napětí a velikost deformace. Metoda konečných prvků vznikla koncem 50. let 20. století. Pomocí numerické metody MKP se řeší mnoho inženýrských problémů. Například výpočet konstrukcí v leteckém, kosmickém a vojenském průmyslu. ANSYS, NASTRAN a ABAQUS jsou nejvíce používané výpočtové systémy.

Pro výpočet pevnostní analýzy jsem použil program Autodesk Inventor Profesional 2011 – studentskou verzi. Tato verze programu počítá až s 50% nepřesností.

9.1 Modely jednotlivých součástí

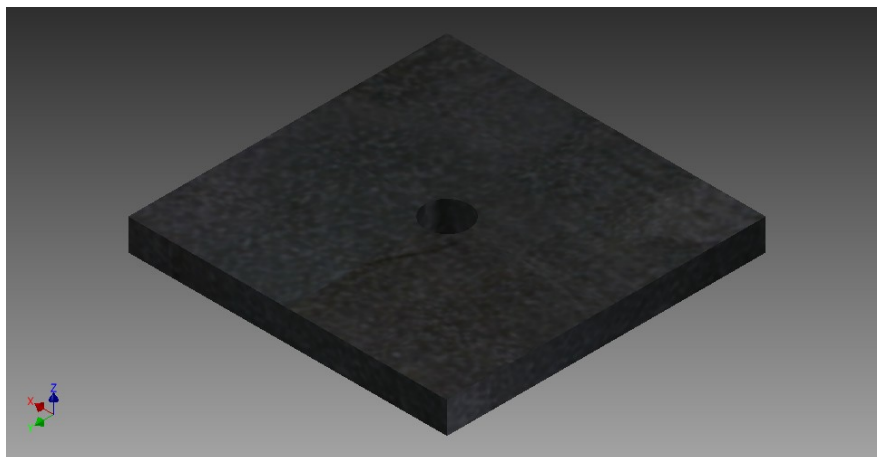
Každé vymodelované součásti jsem přiřadil materiál s požadovanými vlastnostmi.



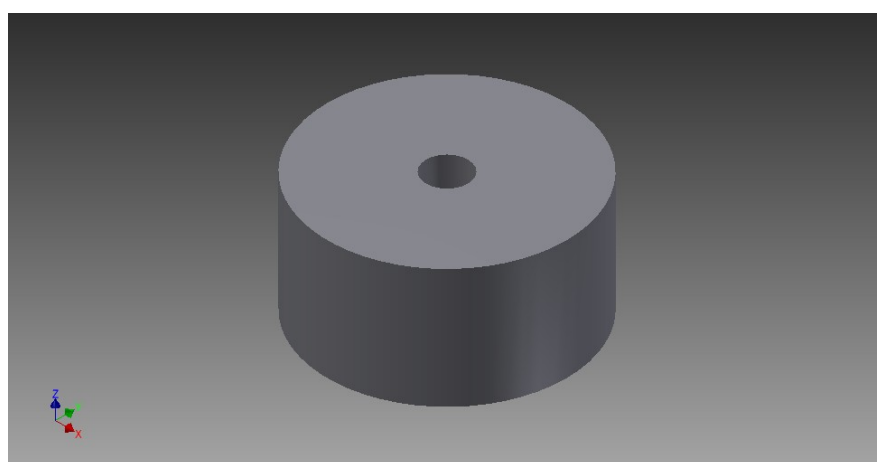
Obr. 22. Plech 440-2-3014-030-0



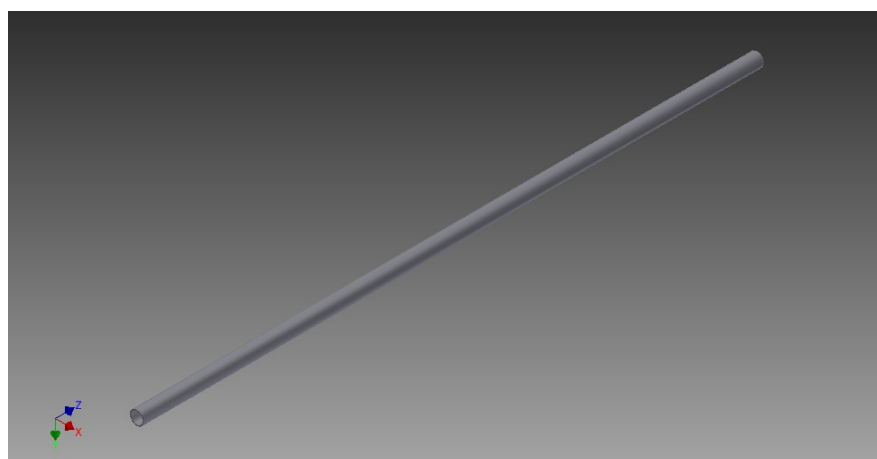
Obr. 23. Plech 440-2-3014-031-0



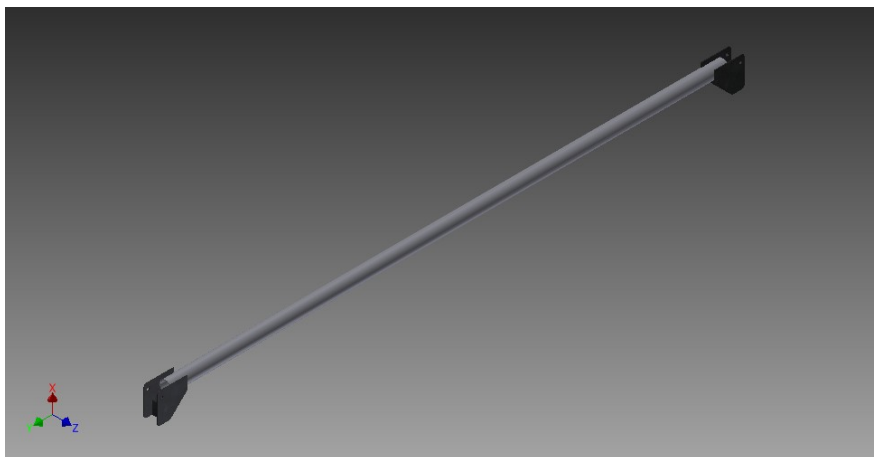
Obr. 24. Plech 440-2-3014-032-0



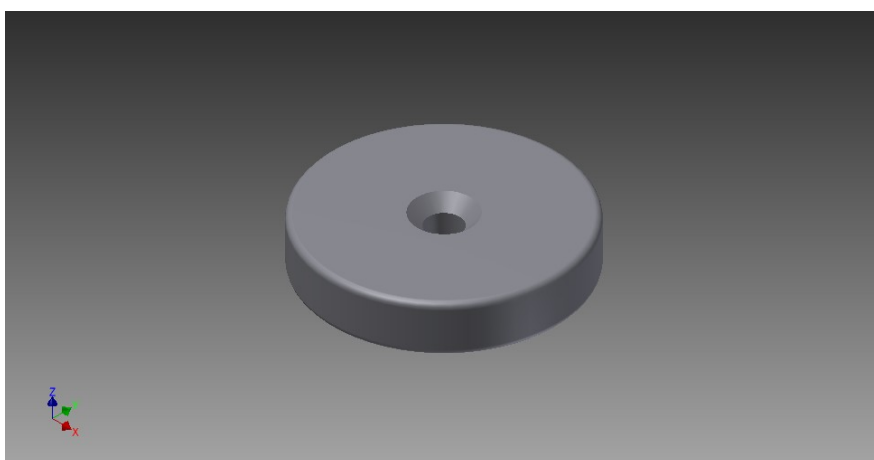
Obr. 25. Podložka 440-2-3571-290-0



Obr. 26. Trubka 440-2-5302-341-0

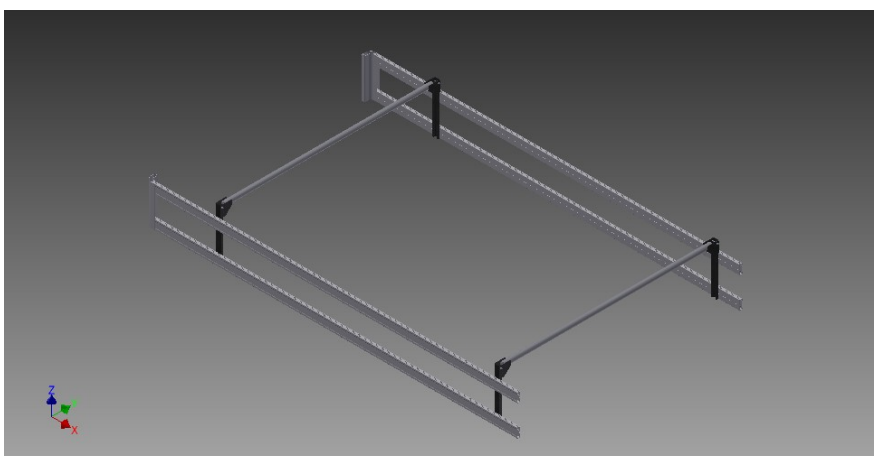


Obr. 27. Držák svařený 440-2-7512-002-0



Obr. 28. Magnetický úchyt

9.2 Model sestavy

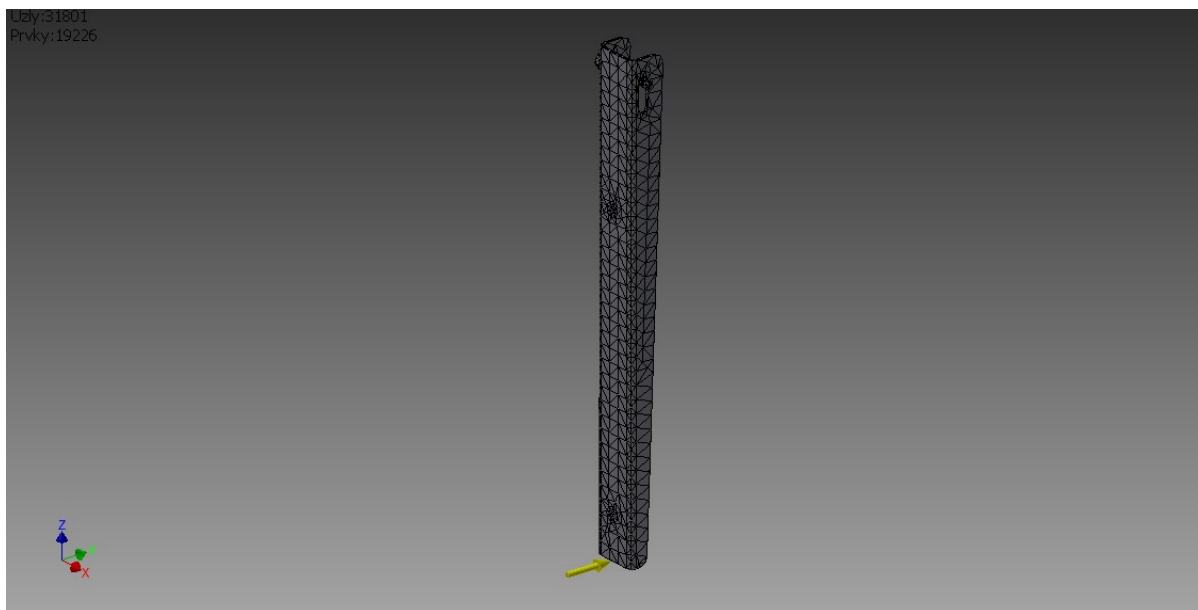


Obr. 29. Sestava bočních zábran

Na obrázku 29. vidíme sestavu bočních zábran. Zábrany musí odolat síle o velikosti 1000[N], která působí na jakoukoliv vnější část zábran ve vodorovném směru, kolmo na zábrany. Dovolенý průhyb v zadní části od konzoly je 30[mm]. V ostatních částech zábran je maximální průhyb 150[mm]. Rozměry zábran a montážní rozměry viz obr. 12. umístění a stanovení rozměrů zábran.

9.3 Konzola zatížená silou

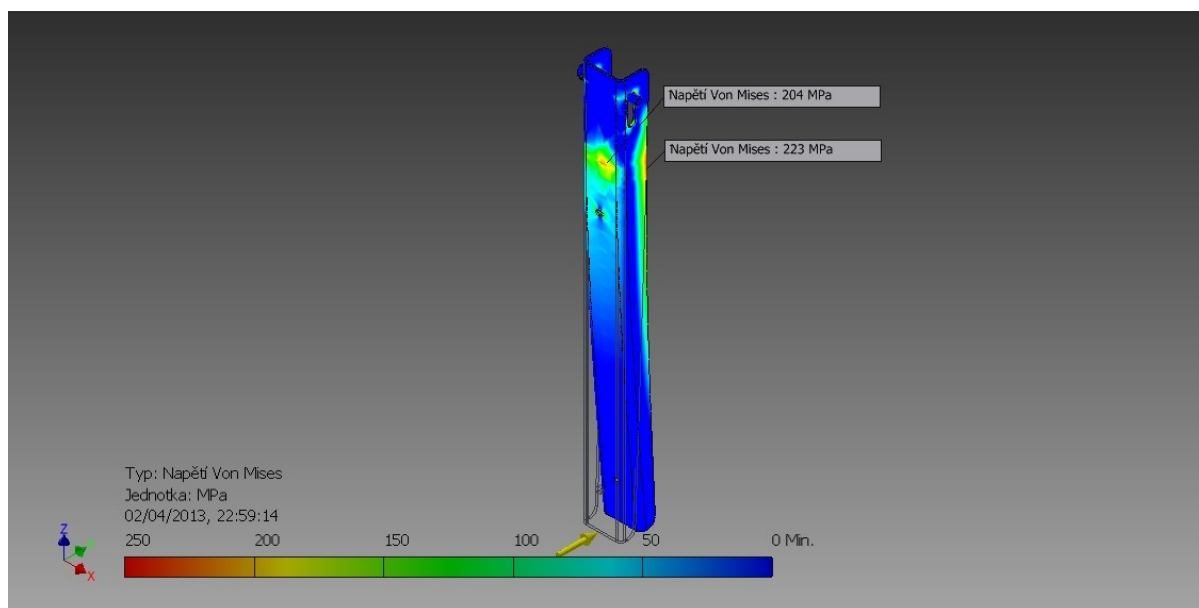
9.3.1 Okrajové podmínky, materiál, zatížení



Obr. 30. Příprava modelu na výpočet

Na obrázku 30. můžeme vidět nastavení okrajových podmínek a sítě. Okrajové podmínky jsem volil zatěžující sílu, která působí na konci konzoly v ose y o velikosti 1000[N], šroub a magnet. Na šroub a magnet jsem použil pevnou vazbu. Dotyk mezi šroubem a konzolou jsem volil posouvání / bez oddělení a mezi magnetem a konzolou jsem volil dotyk v podobě separace. Materiál konzoly je 11 523.1 s mezí kluzu 333[MPa]. Ostatní materiály, jsem volil výchozí ocel. Průměrnou velikost prvku sítě vzhledem k modelu jsem zvolil 0,05.

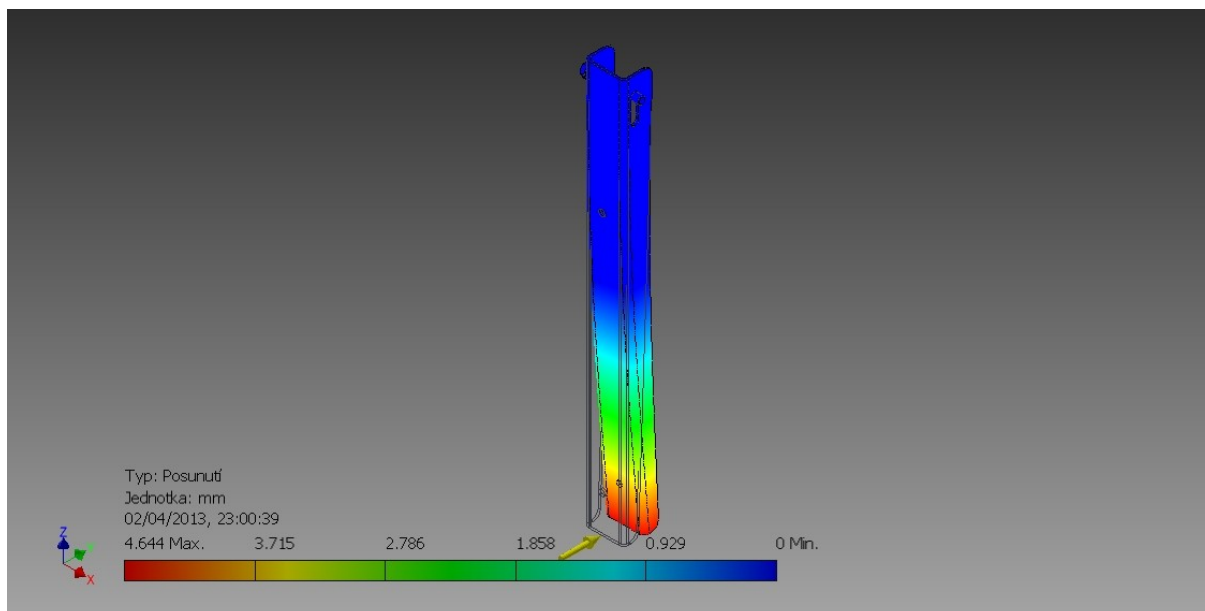
9.3.2 Výsledná napětí



Obr. 31. Napětí

Na obrázku 31. vidíme působení maximálního napětí, které dosahuje hodnoty 223[MPa].

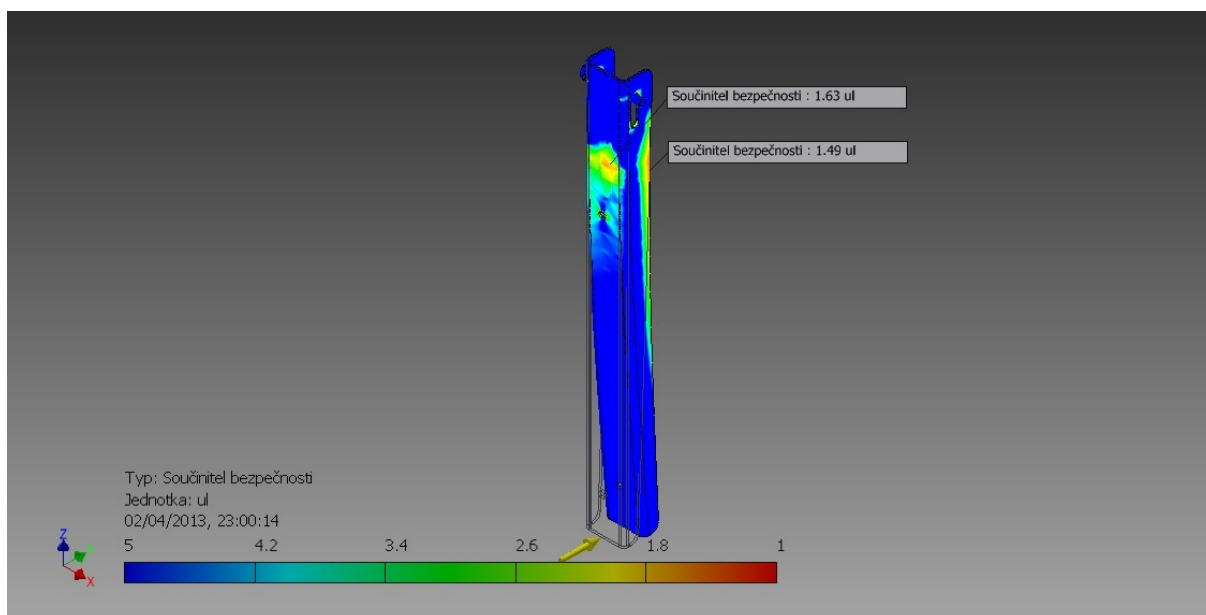
9.3.3 Deformace



Obr. 32. Deformace

Na obrázku 32. vidíme maximální posun v ose y, který dosahuje hodnoty 4,6[mm].

9.3.4 Koeficient bezpečnosti

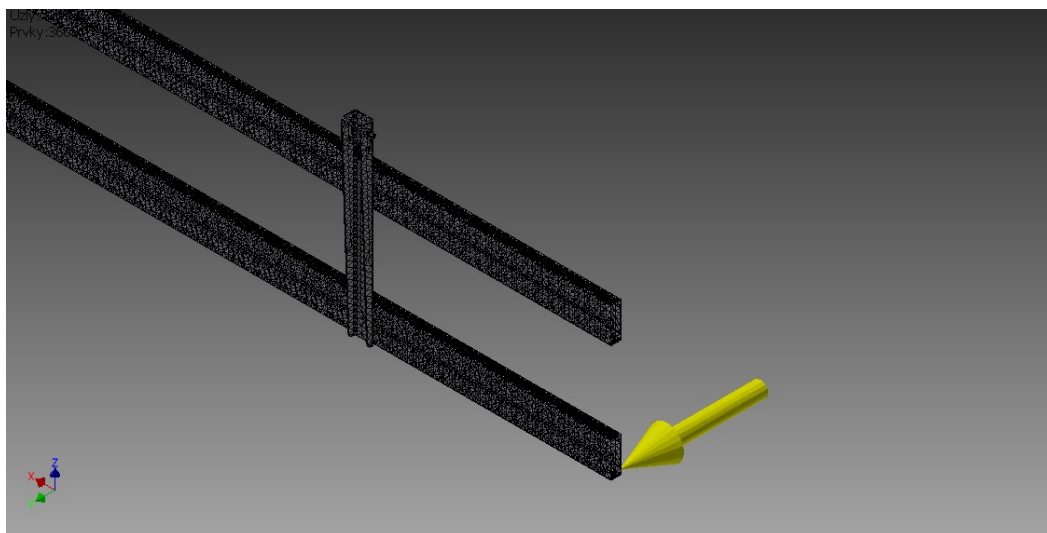


Obr. 33. Koeficient bezpečnosti

Na obrázku 33. vidíme, že v oblasti maximálního napětí dosahují koeficient bezpečnosti hodnoty 1,49.

9.4 Zatížení bočního profilu

9.4.1 Okrajové podmínky, materiál, zatížení

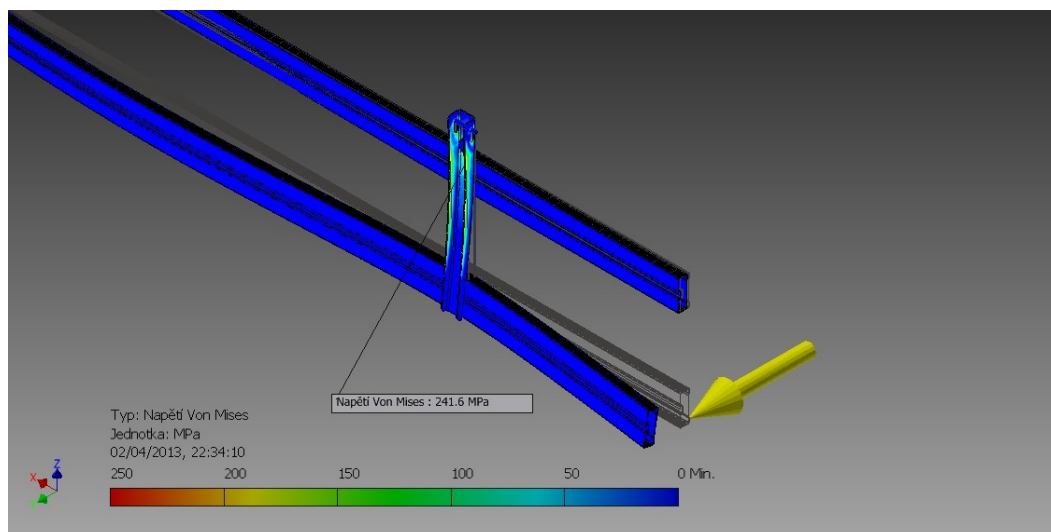


Obr. 34. Příprava modelu na výpočet

Na obrázku 34. vidíme zatěžující sílu, která působí v ose y, kolmo na boční profil o velikosti 1000[N]. Pro šrouby a magnety jsem zvolil pevnou vazbu. Mezi šroubem a konzolou jsem

použil dotyk s označením posouvání / bez oddělení. Ostatní dotyky jsem stanovil jako separaci. Materiál konzoly je ocel 11 523.1. Materiál bočního profilu je hliník. Průměrnou velikost prvku sítě vzhledem k modelu jsem zvolil 0,05.

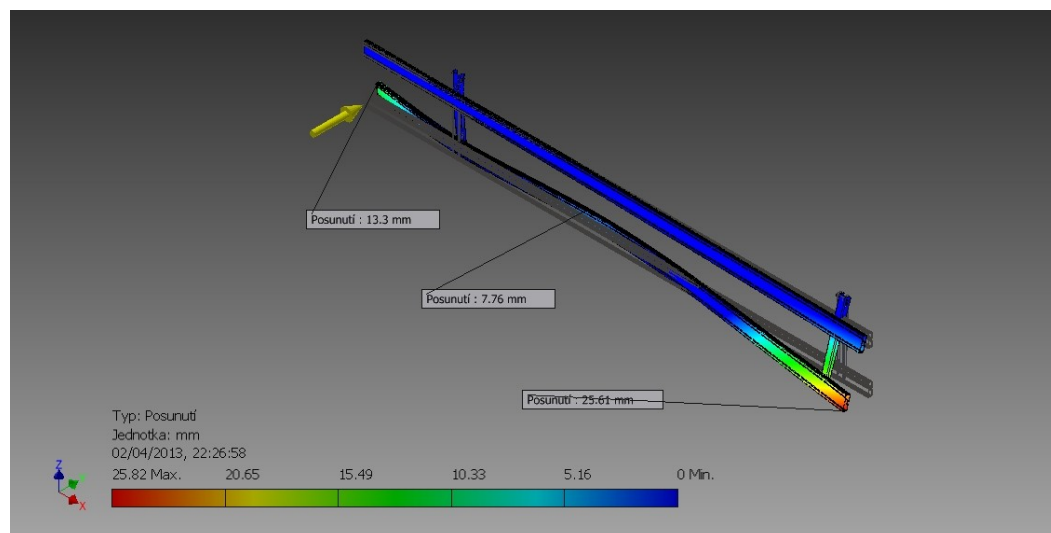
9.4.2 Výsledná napětí



Obr. 35. Napětí

Na obrázku 35. vidíme působení maximálního napětí, které dosahuje hodnoty 241,6[MPa].

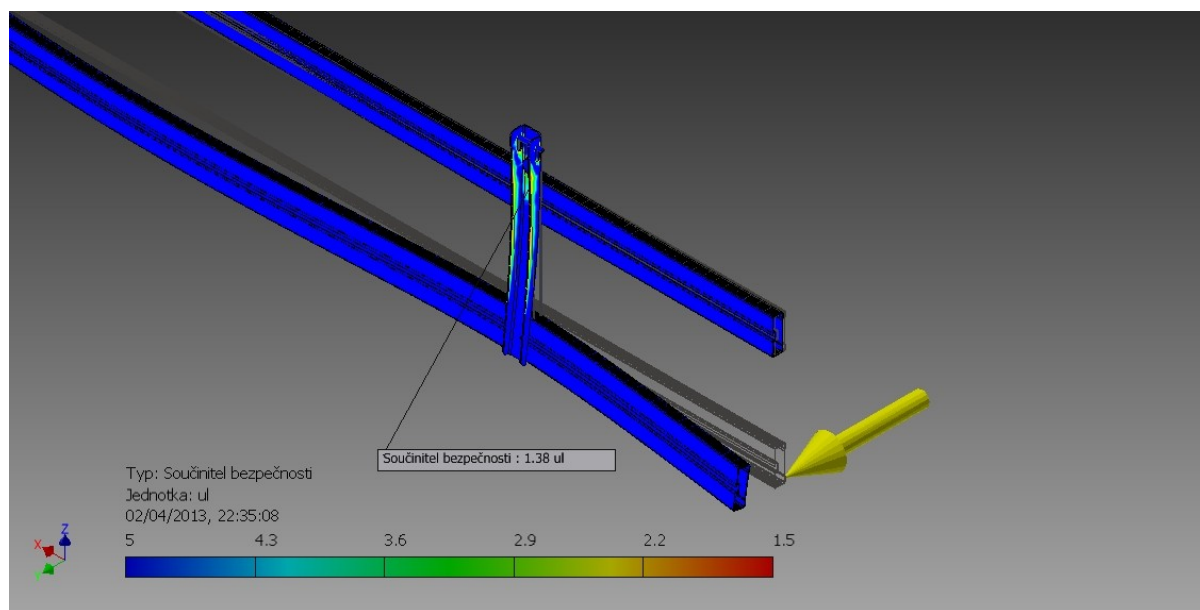
9.4.3 Deformace



Obr. 36. Deformace

Na obrázku 36. vidíme maximální posun v ose y, které dosahuje hodnoty 25,61[mm].

9.4.4 Koeficient bezpečnosti



Obr. 37. Koeficient bezpečnosti

Na obrázku 37. vidíme, že v oblasti maximálního napětí dosahují koeficient bezpečnosti hodnoty 1,38.

10. Závěr

V bakalářské práci jsem se zaměřil na návrh nového konstrukčního řešení držáku pro snadnější manipulaci s boční zábranou. V úvodní části práce jsem, vysvětlil funkci bočních zábran a popsal hlavní části. V další kapitole jsem zmínil historický vývoj firmy, kde mi byla bakalářská práce zadána. Dále jsem uvedl rozdělení držáků a přehled různých konstrukčních řešení, které můžeme zakoupit od konkurenčních firem.

Cílem mé bakalářské práce bylo, navrhnout a detailně rozpracovat nové konstrukční řešení. Celkově jsem navrhnul tři konstrukční varianty. Samotný návrh měl být cenově přijatelný a jeho obsluha co nejméně náročná. Z těchto důvodů jsem zvolil držák s magnetickým zajištěním.

Při navrhování rozměrů držáku, jsem vycházel z připojovacích rozměrů trubky. Ve všech případech jsem nejprve zvolil rozměr součásti a následně jsem provedl kontrolní výpočet. Do výpočtů jsem zahrnul dimenzování magnetu, kontrolní výpočet šroubu, konzoly a dvou svarů. V poslední řadě jsem provedl kontrolní výpočet pomocí metody konečných prvků v programu Inventor 2011.

Novým konstrukčním řešením jsem dosáhnul snadnější manipulace se zábranou. Řešení také urychlilo samotnou výrobu a montáž zábran.

11. Seznam použité literatury

- [1] Kaláb,K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TUOstrava, Ostrava, 2007, ISBN 978–80-48–1290-8.
- [2] KRČÁL, O., FRYDRÝŠEK, K., ADÁMKOVÁ, L.: Příklady z pružnosti a pevnosti 1 (část 2), VŠB-TU Ostrava, Ostrava,ISBN 978-80-248-1826-9, Ostrava, 2008, pp. 124.
- [3] LEINVEBER,J., VÁVRA,P.: STROJNICKÉ TABULKY. Praha" ALBRA 2006, 3. vydání.
- [4] ALU-S.V.[online]. 08.11.2012, 26.2.2013 17:54 [cit. 2013-02-26]. Dostupné z: <http://www.alu-sv.cz>
- [5] UNIMAGNET. *HM 40 x 10,6/5,5 x 8 / N - magnetický úchyt* [online]. nuvio, © 2012 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://unimagnet.cz/551-hm-40-magneticky-uchyt.html#>
- [6] Panav. SHERWOOD MEDIA S.R.O. [online]. [cit. 2013-02-26]. Dostupné z: <http://www.panav.cz>
- [7] E/ECE/324. Dohoda: O přijetí jednotných podmínek pro homologaci a o vzájemném uznání homologace výstroje a dílů motorových vozidel. Ženeva: Translation ÚVMV Praha, 1958.
- [8] TRANS – TECHNIK SPOL. S R.O. *Spojovací materiál pro držák boční ochrany* [online]. 2010 - 2013 © [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <http://www.trans-technik.cz/spojovaci-material-pro-drzak-bocni-ochrany-0811006-000>
- [9] LINHART, LUKÁŠ. *PŘÍKLADY ŘEŠENÍ NOSNÍKU STATICKY NEURČITÝCH*. Brno, 2012.
- Dostupné z: http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=54932

12. Seznam příloh

Výkresová dokumentace:

Výrobní výkres	440-2-3571-290-0	Podložka
Výrobní výkres	440-2-5302-341-0	Trubka
Výrobní výkres	440-2-3014-032-0	Plech
Výrobní výkres	440-2-3014-030-0	Plech
Výrobní výkres	440-2-3014-031-0	Plech
Výkres podsestavy	440-2-7512-002-0	Držák svařený
Výkres sestavy	440-2-7866-267-0	Umístění zábran